УДК 621:534.1

МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРОНАПРУЖЕНОСТІ В КОНСТРУКЦІЯХ ГАЗОКОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

© Лютак З. П., 1999

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Розглянуто теоретично-експериментальний метод зменшення вібронапруженості конструкції, що базується на застосуванні ефективних вібропоглинаючих пристроїв, принцип дії яких полягає в демпфуванні енергії механічних коливань на першій резонансній частоті.

В просторових складних конструкціях газокомпресорних установок неминуче виникають значні вібронавантаження, викликані дисбалансами в обертових частинах компресорів. Поточні роботи по балансуванню роторів зменшують їх рівень, тим самим зменшуючи віброактивність в джерелі збурення, але ніколи не зменшують їх до нульового значення. Навіть малі збурення від компресора здатні викликати в окремих елементах трубопроводів резонансні явища та пов'язані з ними процеси втомного руйнування.

Для зменшення вібронапруженості конструкцій застосовуються як способи зменшення віброактивності джерела збуджень, так і способи віброізоляції, відстройки від резонансу, вібропоглинання на шляхах поширення вібрації.

Для оптимального проектування місць розташування пристроїв з метою зменшення рівня вібрацій потрібна розрахункова схема динаміки конструкції. Вона ж потрібна для визначення вібронапруженості елементів конструкцій. Експериментальні значення віброприскорень ще не достатні для визначення пікових значень вібронапружень. Адже потрібно врахувати не лише реальну конфігурацію елементів, але й концентрацію напружень в місцях з'єднань.

В інженерній практиці завжди була важливою проблема міцності з'єднань вузлів конструкцій. Особливої уваги вимагають динамічні навантаження. Руйнування здебільшого відбувається внаслідок втомних напружень. Важливо також дослідити пікові навантаження в з'єднаннях, що виникають при ударних навантаженнях. Серед числових методів розрахунку найбільшого поширення набули методи скінчених елементів, метод граничних елементів та їх комбінацій, а також варіаційний метод Бубнова-Гальоркіна.

В даній роботі використовується комбінована розрахункова схема (Р.С.), а для визначення власних частот і власних форм коливань застосовується спосіб задання матриць динамічної жорсткості. Для визначення напружень в з'єднаннях розроблено варіаційно-аналітичний метод, який базується на кінематичних гіпотезах. Розглянуто декілька способів побудови Р.С., зокрема головну увагу приділено дискретно-континуальним моделям.

Для отримання рівнянь визначення напружень в конструктивних з'єднаннях застосовуються різноманітні способи модельного синтезу, зокрема, метод скінчених елементів, метод суперелементів з конденсацією, адаптивні методи. Найбільш відомий - це класичний метод сил будівельної механіки, що у випадку стержневих конструкцій із зосередженою у вузлах масою ідентичний модельному синтезу конструкції (кожен стержень розглядається як один елемент). Разом з тим, в Р.С. стержневих конструкцій з жорсткими малогабаритними вузлами з'єднань та подовгастими елементами необхідно враховувати інерційні характеристики цих елементів.

Для усталених вібраційних процесів відомі способи декомпозиції складних конструкцій. Для всієї конструкції, аналогічно як і для складної електричної схеми, отримують вирішуючі рівняння на основі характеристик складників. Можуть бути застосовані всі прийоми аналізу електричних мереж. Подібний ефект досягається і при модельному синтезі. На основі відомих матриць жорсткості та інерційності для компонентів будуються глобальні матриці жорсткості. Однак при цьому, як правило, отримуються недіагональні глобальні матриці інерційності. Ці рівняння при застосуванні стандартних методів інтегрування в реальному масштабі часу вимагають попередньої діагоналізації. Вказані числові перетворення можуть приводити, поряд з витратами часу на обрахунок цих матриць, до втрати точності (при малому числі обумовленості матриці). Як правило, найбільші втрати точності мають місце при застосуванні вільних форм коливань. Окрім того, знаходження власних форм коливань окремих елементів, а також форм збурення границі часто пов'язане з великим обсягом попередніх досліджень. Тому в даній роботі застосовується такий спосіб

одержання співвідношень, який не залежить від виду з'єднання елементів.

Пропонується комбінований теоретично-експериментальний спосіб зменшення вібронапруженості конструкції, що базується на застосуванні ефективних вібропоглинаючих пристроїв.

Розіб'ємо множину елементів конструкції A_i на дві: множину вузлів з'єднань A^s_i та множину континуальних елементів A^c_i . Вважаємо в подальшому вірними припущення, що між елементами відсутній вплив одного елементу на інший [1]. Для кожного елементу A^c_i виберемо систему координатних функцій з довільного ортогонального ряду по кінетичній енергії функцій з довільними граничними умовами. Це можуть бути відповідним чином перетворені тригонометричні функції (для одномірних задач).

Можна використовувати і ортогональні поліноми, наприклад, поліноми Лежандра. Ці функції потрібно вибирати з того критерію, щоб вони дозволяли з потрібним ступенем точності апроксимувати як довільні (звичайно достатньо гладкі) поля переміщень всередині елементу, так і довільні граничні значення (як кінематичні. так і силові).

Визначимо варіації енергій в цих елементах згідно [1]:

$$\begin{aligned} \partial U_i^c &= \left(K_i^c q_i^c\right)^T \cdot \partial q_i^c, \quad \partial U_i^n = \left(K_i^n q^c\right)^T \cdot \partial q_i^n, \\ \partial K_i^c &= \left(M_i^c \ddot{q}_i^c\right)^T \cdot \partial q_i^c, \quad \partial K_i^n = \left(M_i^n \ddot{q}_i^c\right)^T \cdot \partial q_i^n, \end{aligned} \qquad (1)$$

де K_i – змінний коефіцієнт по довжині і-ого елемента; M_i – коефіцієнт одиничного елемента, що враховує його масу; T – показник, що враховує ступінь защемлення елемента; q_i – варіація переміщення одиничного елемента.

Тут індексом "с" позначені континуальні елементи, а індексом "п" - дискретні вузли з'єднань.

З варіаційного принципу, згрупувавши члени при незалежних варіаціях ∂q_i^c та ∂q_i^n, отримуємо такі співвідношення:

$$\left(M^c \ddot{q}^c + \overline{K}^c q^c\right) \cdot \partial q^c + \sum \left(M_i q_i^n\right) \cdot \partial q_i^n, \qquad (2)$$

$$\overline{K}^c = \begin{bmatrix} K_i^c & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & K_n^c \end{bmatrix} + \sum K_i^n, \qquad (3)$$

де $\overline{K}$ - усереднений коефіцієнт по довжині вибраного і-ого елемента.

При підрахунку варіацій кінетичних енергій вузлових елементів їх деформативністю знехтувано.

Важливим також є використання ефективних вібропоглинаючих пристроїв. Відомі різноманітні конструкції пасивних динамічних поглинаючих пристроїв з різною кількістю пружних елементів та масивних тіл. В існуючих конструкціях поглиначів в основному використовуються сталеві пружні елементи з низькими демпфуючими властивостями, не оптимізовані по розподілу виникаючих внутрішніх динамічних напружень. Це приводить до надто вузького частотного діапазону працездатності пристроїв, а також до їх руйнування.

Більшість відомих конструкцій поглиначів мають фіксовані робочі частотні діапазони або складні способи їх зміни. У них відсутня здатність самонастроювання на частоту зовнішнього збудження. При незначних відхиленнях параметрів такого пристрою від заданих він тратить свої вібропоглинаючі властивості.

Запропонований нами динамічний поглинач механічних коливань має підвищену надійність та довговічність, а також самонастроювання на робочий режим в ширшому діапазоні частот.

Запропоновано динамічний поглинач механічних коливань, що містить масивне тіло на пружному елементі, пружний елемент виготовлений у вигляді оптимізованої за структурою та формою пластини, а масивне тіло виконане у вигляді нерухомої та рухомої частин, з'єднаних пружиною з оптимізованою нелінійною жорсткістю.

Принцип дії поглинача полягає на демпфуванні енергії механічних коливань конструкцій в околі його першої резонансної частоти. Защемлений край збуджується вібраціями в поперечному до пластинчатого елементу напрямку (напрямку найменшої жорсткості). Це викликає коливання в цій площині з деякою амплітудою, що, в свою чергу, сприяє переміщенню масивного елементу на направляючих під дією відцентрової сили. Це переміщення буде відбуватися до досягнення масивним елементом такого положення, коли основна резонансна частота співпаде з частотою зовнішніх коливань. Точне настроювання на частоту відбувається за рахунок зміни довжини пластини. За рахунок попередньої зміни цієї довжини відбувається грубе ручне настроювання.

Пружний елемент має задану нелінійну жорсткість, що дозволяє при значно більших початкових відхиленнях від оптимального настроювання досягати зближення значень власної частоти поглинача з робочою частотою.

Запропонований пристрій дозволяє ефективно зменшувати рівень вібрації основної конструкції.

Деякі способи дискретизації та спрощення Р.С. (1-3) приведені в [1-4].

Для дослідження вібраційних процесів було на основі відомої методики [3] розроблено спеціалізовані комплекси програм як для визначення амплітудно-частотних характеристик (АЧХ), так і для визначення максимальних напружень. Розглянуто ряд

схем вібропоглинання з відповідними характеристиками поглиначів та місць їхнього розташування. При цьому враховувався складний адгезійно-пружний характер взаємодії елементів конструкції, що має важливе значення для розуміння процесу поширення вібрації в цій конструкції.

На рис. 1 приведені розрахункові АЧХ конструкції в режимі поперечних коливань, а на рис. 2 приведені АЧХ в області вимушених коливань.

Приведені дослідження вказують на схему описаного поглинача як найбільш надійну і ефективну. Вона позволяє втричі зменшити рівень вібрації на робочій частоті, не збуджуючись на паразитних колорезонансних частотах.

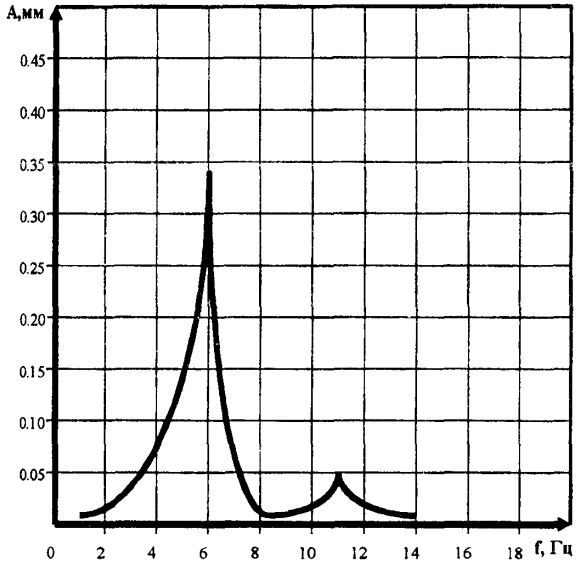

Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика конструкції в режимі поперечних коливань.

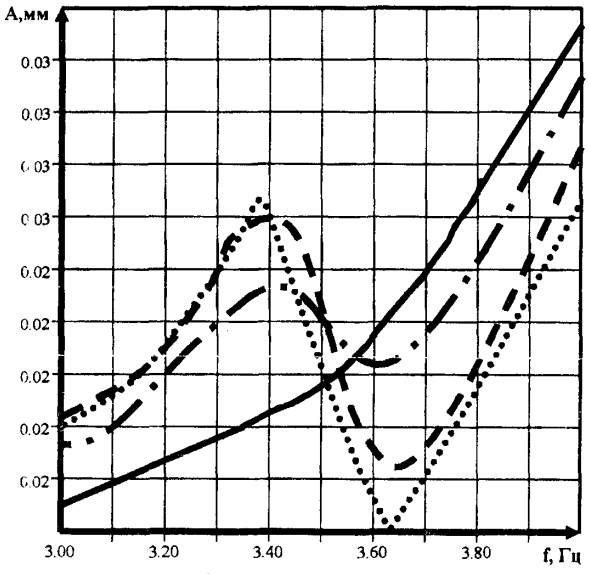

Рис. 2. Амплітудно-частотна характеристика конструкції в області вимушених коливань.

1. Jezequel L., Seito H. D. Component Modal Synthesis Methods Based on Hybrid Models... ASME, Journal of Applied Mechanics, 1994, vol. 61 N. 1, P. 100-115. 2 Kuhar E. J., Stahle C. V., "Dynamic Transformation Method for Modal Synthesis", AIAA Journal, 1974, Vol. 12, No. 5, P. 672-676. 3. Савула Я. Г., Муха І. С., Дубовик А. В. Адаптивне чисельне моделювання пружних конструкцій. Доповіді АН Україні, № 1, 1993, С. 49-53. 4. Дівеєв Б. М. Система автоматизованого проектування штангових обприскувачів. (1. Основні алгоритми розрахунку та оптимізації) Львів 1995. – (Преп.-НАН України. Центр математичного моделювання ІППММ, № 11-95).